

19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

Offenlegungsschrift DE 100 59 779 A 1

57 Int. Cl.⁷:
F 16 H 15/38

21 Aktenzeichen: 100 59 779.3
22 Anmeldetag: 1. 12. 2000
43 Offenlegungstag: 4. 4. 2002

DPH: A

Ty 1, 1/8 2002

Friede

100 59 779 A 1

DE 100 59 779 A 1

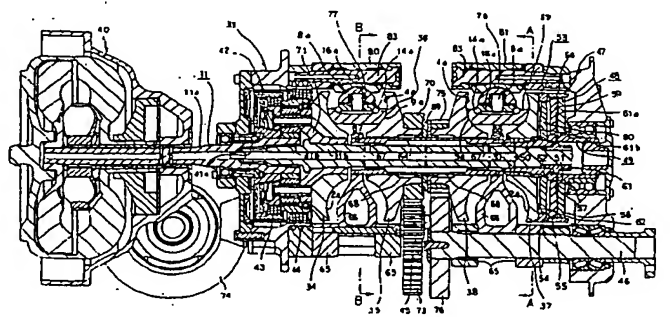
30 Unionspriorität:
11-346706 06. 12. 1999 JP
71 Anmelder:
Volkswagen AG, 38440 Wolfsburg, DE

72 Erfinder:
Adamis, Panagiotis, Prof., 38442 Wolfsburg, DE;
Petersen, Rainer, 38444 Wolfsburg, DE; Hofmann,
Lars, 38448 Wolfsburg, DE; Machida, Takashi,
Kanagawa, Tokio/Tokyo, JP; Kato, Hiroshi,
Kanagawa, Tokio/Tokyo, JP; Tenberge, Peter, 09123
Chemnitz, DE; Emamdjomeh, Naser, 70771
Leinfelden-Echterdingen, DE; Mekel, Jörg, 09122
Chemnitz, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Rechercheantrag gem. Paragraph 43 Abs. 1 Satz PatG ist gestellt

54 Ringförmiges stufenloses Getriebe
57 Aufgabe: Schaffung einer Konstruktion, bei welcher der Anpreßdruck in Bereichen mit Mitnahmekräften auf optimale Werte eingestellt werden kann und die leicht zusammenbaubar so aufgebaut sind, daß ein günstiger Produktionsdurchsatz gewahrt bleibt.
Mittel zur Lösung der Aufgabe: Durch die Anpreß-Einheit 47 wird der Anpreßdruck in kraftschlüssigen Bereichen, d. h. den Kontaktflächen zwischen den Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 36, 39 und den Innenflächen 2a und 4a der Scheiben 34, 35, 37 und 38 gewährleistet. Die zweite Antriebsscheibe 37 und die Anpreß-Einheit 47 sind gemeinsam auf den Innenzylinder 49 montiert und bilden eine kombinierte Anpreß/Scheiben-Einheit 48. Diese Anpreß/Scheiben-Einheit 48 wird am hinteren Ende der Hinterhälfte 11b der Antriebswelle 11 montiert.



DE 100 59 779 A 1

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine konstruktive Verbesserung ringförmiger stufenloser Getriebe, die als Einheiten zur Veränderung der Übersetzung in Automatikgetrieben für Kraftwagen eingesetzt werden, durch die der Zusammenbau dieser Getriebe vereinfacht wird.

[0002] Der Einsatz von ringförmigen stufenlosen Getrieben, etwa derart, wie in Abb. 5 und 6 gezeigt, für Kraftwagengetriebe wird verschiedentlich untersucht. Bei derartigen Getrieben wird, wie etwa in der japanischen Gebrauchsmusteroffenlegung S62-71465 offenbart, eine Antriebsscheibe 2 mit der Antriebswelle 1 konzentrisch gehalten, und am Ende einer mit der Antriebswelle 1 konzentrisch vorgesehenen Abtriebswelle 3 ist eine Abtriebsscheibe 4 montiert. In dem Gehäuse 5 (s. Abb. 8, Erläuterung weiter unten) zur Aufnahme des ringförmigen stufenlosen Getriebes sind die Zapfen 7, 7 vorgesehen, die eine schwenkende Bewegung ausführen, wobei die verdreht zu Antriebswelle 1 und Abtriebswelle 3 vorgesehenen Achsen 6, 6 das Zentrum dieser Bewegung bilden.

[0003] Diese Achsen 6, 6 sind an den Außenflächen der beiden Endkanten der Zapfen 7, 7 mit diesen konzentrisch so angeordnet, daß auf je einen Zapfen 7, 7 ein Paar Achsen 6, 6 entfällt. Die Mittelachse der Achsen 6, 6 ist dabei verdreht zu den Mittelachsen der Scheiben 2 und 4 ausgerichtet, d. h. die Mittelachsen der Achsen 6, 6 verlaufen in etwa senkrecht zu den Mittelachsen der Scheiben 2 und 4, kreuzen diese jedoch nicht. In der Mitte der Zapfen 7, 7 wird die Fußhälfte der Verschiebungsachsen 8, 8 gehalten, wobei der Neigungswinkel der Verschiebungsachsen 8, 8 durch die Schwenkbewegung der Zapfen 7, 7 um die Achsen 6, 6 frei eingestellt werden kann. Um die Kopfhälfte der von den Zapfen 7, 7 gehaltenen Verschiebungsachsen 8, 8 sind Antriebsrollen 9, 9 vorgesehen, die hier so gehalten werden, daß sie sich frei drehen können. Dabei werden die Antriebsrollen 9, 9 einzeln zwischen den Innenflächen 2a, 4a der Antriebsscheibe 2 und der Abtriebsscheibe 4 gehalten.

[0004] Die sich einander gegenüberliegenden Innenflächen 2a, 4a der Antriebsscheibe 2 und der Abtriebsscheibe 4 sind im Querschnitt konkav gestaltet, d. h. in Form eines Kreisbogens mit der Achse 6 als Zentrum oder in Gestalt einer Kurve, die durch Drehung einer einem solchen Kreisbogen ähnlichen Kurve erhalten wird. Diese Innenflächen 2a und 4a grenzen dabei an den sphärisch-konvex gestalteten Außenseiten 9a, 9a der Antriebsrollen 9, 9 an. Schließlich ist zwischen Antriebswelle 1 und Abtriebsscheibe 2 eine Nockenvorrichtung 10 vorgesehen, durch welche die Antriebsscheibe 2 elastisch zur Abtriebsscheibe 4 hin gedrückt wird und frei in eine Drehbewegung versetzt werden kann.

[0005] Beim Einsatz eines ringförmigen stufenlosen Getriebes, das so aufgebaut ist, wie oben beschrieben, wird die Antriebsscheibe 2 mit der Drehung der Antriebswelle 1 durch die Nockenvorrichtung 10 unter Anpressung an die Antriebsrollen 9, 9 gedreht. Die Drehung der Antriebsscheibe 2 wird demnach über die Antriebsrollen 9, 9 auf die Abtriebsscheibe 4 übertragen und somit die an der Abtriebsscheibe 4 montierte Abtriebswelle 3 gedreht.

[0006] Wenn nun die Drehgeschwindigkeit zwischen Antriebswelle 1 und Abtriebswelle 3 verändert wird, werden im Falle einer Geschwindigkeitsverminderung die Zapfen 7, 7 um die Achsen 6, 6 geschwenkt und hierdurch die Antriebsrollen 9, 9 so bewegt, daß ihre Außenseiten 9a, 9a jeweils an den mittleren Bereich der Innenfläche 2a der Antriebsscheibe 2 und zugleich an den Außenrandbereich der Innenfläche 4a der Abtriebsscheibe 4 angrenzt und somit die

Verschiebungsachsen 8, 8 geneigt werden (s. Abb. 5).

[0007] Bei einer Geschwindigkeitszunahme wiederum werden die Zapfen 7, 7 so bewegt, daß die Außenseiten 9a, 9a der Antriebsrollen 9, 9 an den Außenrandbereich der Innenfläche 2a der Antriebsscheibe 2 und zugleich jeweils an den mittleren Bereich der Innenfläche 4a der Abtriebsscheibe 4 angrenzt und somit die Verschiebungsachsen 8, 8 geneigt werden (s. Abb. 6). Wenn der Neigungswinkel der Verschiebungsachsen 8, 8 so bemessen wird, daß er eine mittlere Position zwischen Abb. 5 und Abb. 6 einnimmt, wird ein mittleres Übersetzungsverhältnis (1 : 1) zwischen Antriebswelle 1 und Abtriebswelle 3 erzielt.

[0008] Abb. 7 und Abb. 8 zeigen eine konkrete Weiterentwicklung eines ringförmigen stufenlosen Getriebes, wie es auf den Microfiches der Gebrauchsmusteranmeldung S63-69293 (Gebrauchsmusteroffenlegung H1-173552) gezeigt wird. Hier werden die Antriebsscheibe 2 und die Abtriebsscheibe 4 frei drehbar von der zylindrischen Antriebswelle 11 gestützt und zwischen dem Ende der Antriebswelle 11 und der Antriebsscheibe 2 ist eine Nockenvorrichtung 10 vorgesehen. Die Abtriebsscheibe 4 ist hier jedoch mit Abtriebszahnrad 12 verbunden und dreht sich mit diesem synchron.

[0009] Die Achsen 6, 6 sind an den beiden Enden der paarweise ausgeführten Zapfen 7, 7 mit diesen konzentrisch angeordnet und werden an einem Paar Stützplatten 13, 13 so gehalten, daß sie in Schwenkrichtung und axial (in Abb. 7 in Richtung von Vorder- zu Hinterseite, in Abb. 8 von links nach rechts) frei verschoben werden können. Die Fußhälfte der Verschiebungsachsen 8, 8 wird jeweils im mittleren Bereich der Zapfen 7, 7 gehalten, wobei Fuß- und Kopfhälfte der Verschiebungsachsen 8, 8 exzentrisch zueinander gestaltet sind. Die Fußhälfte wird dabei frei drehbar im mittleren Bereich der Zapfen 7, 7 gehalten und die Kopfhälfte stützt die Antriebsrollen 9, 9 frei drehbar.

[0010] Die paarweise ausgeführten Verschiebungsachsen 8, 8 sind an einer Position um 180° rückseitig zur Antriebswelle 11 vorgesehen. Die Richtung der exzentrischen Ausrichtung von Kopf- und Fußhälfte der Verschiebungsachsen 8, 8 stimmt mit dem Drehsinn der Antriebs- und Abtriebsscheiben 2 und 4 überein (in Abb. 8 von rechts nach links), außerdem steht sie in etwa senkrecht zur Ausrichtung der Antriebswelle 11. Daher können die Antriebsrollen 9, 9 im Sinn der Ausrichtung der Antriebswelle 11 etwas verschoben werden.

[0011] Zwischen der Außenfläche der Antriebsrollen 9, 9 und den Innenflächen im mittleren Bereich der Zapfen 7, 7 sind, ausgehend von der Außenfläche der Antriebsrollen 9, 9, nacheinander Axial-Rillenkugellager 14, 14 und Nadellager 15, 15 vorgesehen, wobei die Axial-Rillenkugellager 14, 14 die auf die Antriebsrollen 9, 9 in Schubrichtung wirkende Last aufnehmen und somit die Drehung der Antriebsrollen 9, 9 zulassen. Die Nadellager 15, 15 nehmen die von den Antriebsrollen 9, 9 kommende Schublast auf die Außenringe 16, 16 der Axial-Rillenkugellager 14, 14 auf und lassen so eine Schwenkbewegung der Kopfhälften der Verschiebungsachsen 8, 8 und der vorgenannten Außenringe 16, 16 um die Fußhälften der Verschiebungsachsen 8, 8 zu. Im übrigen sind die Zapfen 7, 7 über hydraulische Aktuatoren 17, 17 axial zu den Achsen 6, 6 verschiebbar.

[0012] Im Falle von ringförmigen stufenlosen Getrieben des eben geschilderten Aufbaus wird die Drehung der Antriebswelle 11 vermittelt durch die Nockenvorrichtung 10 auf die Antriebsscheibe 2 übertragen, deren Drehbewegung dann wiederum über das Antriebsrollenpaar 9, 9 auf die Abtriebsscheibe 4 übertragen wird. Die Drehung der Abtriebsscheibe 4 wird dann von dem Abtriebszahnrad 12 aufgenommen.

[0013] Zur Veränderung des Übersetzungsverhältnisses der Drehung zwischen Antriebswelle 11 und Abtriebszahnrad 12 werden die ein Paar bildenden Zapfen 7, 7 durch die Aktuatoren 17, 17 jeweils in Gegenrichtung zueinander verschoben, beispielsweise in Abb. 8 die unteren Antriebsrollen 9, 9 nach rechts und die oberen Antriebsrollen nach links. Hierdurch wird der Sinn der tangentialen Kraft verändert, die auf die Kontaktfläche zwischen den Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 9, 9 und den Innenflächen 2a und 4a der Antriebs- und Abtriebsscheiben 2 und 4 wirkt. Mit dieser Veränderung vollführen die Zapfen 7, 7 eine Schwenkbewegung um die an den Halteplatten 13, 13 gelagerten Achsen 6, 6 jeweils im Gegensinn zueinander. Hierdurch verändert sich schließlich, wie bereits in Abb. 5 und Abb. 6 gezeigt, die Kontaktfläche zwischen den Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 9, 9 und den Innenflächen 2a und 4a der Antriebs- und Abtriebsscheiben 2 und 4 und das Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebswelle 11 und dem Abtriebszahnrad 12 wird entsprechend geändert.

[0014] Bei der Kraftübertragung durch ringförmige stufenlose Getriebe werden die Antriebsrollen 9, 9 aufgrund der elastischen Veränderung der beteiligten Bauteile axial zur Antriebswelle 11 verschoben und die Verschiebungsachsen 8, 8, welche die Antriebsrollen 9, 9 halten, erfahren dabei eine geringe Drehbewegung, deren Zentrum von der Fußhälfte der Verschiebungsachsen 8, 8 dargestellt wird. Durch diese Drehbewegung wird eine relative Verschiebung zwischen den Außenflächen der Außenringe 16, 16 der Axial-Rillenkugellager 14, 14 und den Innenflächen der Zapfen 7, 7 bewirkt. Da zwischen den besagten Außen- und Innenflächen die Nadellager 15, 15 vorgesehen sind, ist die für diese relative Bewegung erforderliche Kraft gering.

[0015] In dem oben beschriebenen ringförmigen stufenlosen Getriebe erfolgt die Kraftübertragung zwischen der Antriebswelle 11 und dem Abtriebszahnrad 12 über die zwei Antriebsrollen 9, 9. Daher ist die auf die Fläche bezogene Kraft, die zwischen den Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 9, 9 einerseits und den Innenflächen 2a und 4a der Antriebs- und Abtriebsscheiben 2 und 4 andererseits wirkt, recht groß, weshalb der übertragbare Kraft Grenzen gesetzt sind. Angesichts dieser Sachlage wurde mit dem Ziel, die durch ringförmige stufenlose Getriebe übertragbare Kraft zu vergrößern, versucht, die Anzahl der Antriebsrollen 9, 9 zu erhöhen.

[0016] Ein Beispiel für eine mit diesem Ziel vorgenommene Erhöhung der Anzahl der Antriebsrollen 9, 9 ist aus der japanischen Offenlegungsschrift H3-74667 (A) bekannt, wo drei Antriebsrollen 9, 9 zwischen den eine Einheit bildenden Antriebs- und Abtriebsscheiben 2 und 4 vorgesehen sind und die Kraftübertragung über diese Antriebsrollen 9, 9 läuft. Bei dieser aus der zitierten Schrift bekannten Konstruktion sind, wie Abb. 9 zeigt, auf einem festen Rahmen 18 an drei Stellen, die den Kreisumfang des Rahmens 18 in drei gleich große Abschnitte teilen, um 120° gebogene Stützwinkel 19, 19 vorgesehen, wobei deren Mittelteil auf dem Rahmen 18 drehbar gelagert ist. Zwischen einander benachbarten Stützwinkeln 19, 19 wird jeweils einer der Zapfen 7, 7 schwenkbar und axial verschiebbar gehalten.

[0017] Die Zapfen 7, 7 sind jeweils über hydraulische Aktuatoren 17, 17 axial zur Achse 6 verschiebbar, die an den beiden Zapfenendkanten jeweils konzentrisch zu den Zapfen vorgesehen sind. Die diese Aktuatoren 17, 17 konstituierenden Hydraulikzylinder 20, 20 sind über ein Steuerventil 21 mit dem Auslaß einer Pumpe 22 verbunden, welche die Quelle für das Hydrauliköl darstellt. Das Steuerventil 21 verfügt hier über, jeweils axial (in Abb. 9 von links nach rechts) verschiebbar, eine Hülse 23 und einen Umschaltbolzen 24.

[0018] Wenn der Neigungswinkel der an den Zapfen 7, 7 durch die Verschiebungsachsen 8, 8 drehbaren Antriebsrollen 9, 9 verändert wird, wird die Hülse 23 durch einen Steuermotor 25 axial bewegt (in Abb. 9 von links nach rechts). Infolgedessen wird den Hydraulikzylindern 20, 20 das von der Pumpe 22 geförderte Hydrauliköl über entsprechende Zuleitungen zugeführt. Hierdurch bewegen sich die in den Hydraulikzylindern 20, 20 aufgenommenen Antriebskolben 26, 26, die dazu dienen, die Zapfen 7, 7 axial zu verschieben, im gleichen Sinn wie die Drehbewegung der Antriebs- und Abtriebsscheiben 2 und 4 (s. Abb. 5 bis 7). Das mit der Verschiebung der Antriebskolben 26, 26 aus den Hydraulikzylindern 20, 20 herausgetriebene Öl wird dann über entsprechende Leitungen, zu denen auch das Steuerventil 21 zählt und die hier zum Teil nicht gezeigt werden, zu einem Öltank 27 zurückgeführt.

[0019] Die mit der Hydrauliköleinleitung in den Zylinder einhergehende Verschiebung des Antriebskolbens 26 wird über eine Nocke 28 und ein Verbindungsstück 29 an den Umschaltbolzen 24 übertragen, der entsprechend axial verschoben wird. Folglich wird, nachdem der Antriebskolben 26 um ein vorgegebenes Stück verschoben worden ist, der Leitungsweg im Steuerventil 21 gesperrt und die Zufuhr von Hydrauliköl in die Hydraulikzylinder 20, 20 unterbrochen. Die Strecke, um die die Zapfen 7, 7 axial verschoben werden, entspricht daher genau der Strecke, um die die Hülse 23 durch den Steuermotor 25 verschoben wird.

[0020] Aus der japanischen Offenlegungsschrift H4-69439 ist ein zweites Beispiel für eine Konstruktion eines ringförmigen stufenlosen Getriebes mit erhöhter Anzahl der Antriebsrollen 9, 9 bekannt, ebenfalls mit dem Ziel, die über diese Art von Getriebe übertragbare Kraft zu erhöhen. Hier sind Antriebs- und Abtriebsscheibe in Form zweier Paare ausgeführt. Bei diesem zweiten Beispiel wird, wie Abb. 10 zeigt, die Antriebswelle 11 in einem Gehäuse 5a ausschließlich drehbar gehalten. Diese Antriebswelle 11 besteht aus einer u. a. mit der Abtriebswelle der Kupplung verbundenen Vorderhälfte 11a und der Hinterhälfte 11b, die sich relativ zur Vorderhälfte 11a etwas drehen kann. Hierbei fungiert die Vorderhälfte 11a als Abtriebswelle einer Anfahrkupplung, beispielsweise eines Drehmomentwandlers, der als Vorstufe zum ringförmigen stufenlosen Getriebe vorgesehen ist. Die Hinterhälfte 11b wiederum fungiert als Antriebswelle für das ringförmige stufenlose Getriebe. An beiden Enden der Hinterhälfte 11b in axialer Richtung (links und rechts in Abb. 10) werden als ein Paar ausgeführte Antriebs- und Abtriebsscheiben 2, 2 über Keilnaben 30, 30 so gestützt, daß die Scheibeninnenflächen 2a, 2a einander gegenüberliegen.

[0021] An den beiden Enden einer Hülse 31, die im mittleren Bereich der Antriebswellenhinterhälfte 11b frei drehbar vorgesehen ist, werden die als ein Paar ausgeführten Abtriebsscheiben 4, 4 so gehalten, daß ihre jeweiligen Innenflächen 4a, 4a den Innenflächen 2a, 2a der vorbezeichneten Antriebs- und Abtriebsscheiben 2, 2 gegenüberliegen. Zwischen den jeweils benachbarten Innenflächen 2a und 4a werden mehrere Antriebsrollen 9, 9 gehalten, die vermittelt durch Verschiebungsachsen an mehreren Zapfen frei drehbar gehalten werden. In dem Gehäuse 5a wird an der der Antriebswellenvorderhälfte 11a gegenüberliegenden Seite eine Abtriebswelle 32 konzentrisch mit der Hinterhälfte 11b der Antriebswelle 11 und unabhängig von dieser Hinterhälfte 11b frei drehbar gehalten. Außerdem kann die Drehung der beiden Abtriebsscheiben 4, 4 frei auf die Abtriebswelle 32 übertragen werden.

[0022] Im Falle der oben geschilderten bekannten Konstruktionen wird, um eine Anpressung an den Kontaktflächen zwischen den Innenflächen 2a und 4a der Antriebs- und Abtriebsscheiben 2 und 4 einerseits und den Außenflä-

chen 9a, 9a der Antriebsrollen 9, 9 andererseits zu erreichen, die Nockenvorrichtung 10 eingesetzt, die entsprechend dem auf die Antriebswelle 1 wirkenden Drehmoment auf mechanischem Weg eine Anpreßkraft erzeugt. Daher ist keine Feineinstellung der Anpressung in den Kontaktflächen möglich. Um eine genügende Effizienz bei der Kraftübertragung mit ringförmigen stufenlosen Getrieben mit der Forderung nach einer hohen Lebensdauer der beteiligten Bauteile miteinander zu vereinbaren, wäre jedoch die Möglichkeit einer Feineinstellung der Anpressung entsprechend den Fahrbedingungen (z. B. entsprechend den Unterschieden, wie sie bei positiver und negativer Beschleunigung gegeben sind) von Vorteil. Für eine freie Einstellung der Anpressung kommt unter diesen Umständen eine hydraulische Anpreß-Einheit zur Ausübung von Anpressung in Frage, welche aus einem in einem Zylinder aufgenommenen Kolben besteht und die Antriebsscheibe zur Abtriebsscheibe hin dadurch drückt, daß in den vorgenannten Zylinder Hydrauliköl eingeleitet wird.

[0023] Bei der Integration von hydraulischen Anpreß-Einheiten in ringförmige stufenlose Getriebe müssen jedoch einige Gegebenheiten, die sich von der Verwendung von Nockenvorrichtungen 10 unterscheiden, berücksichtigt werden. So muß der Kolben relativ eng in den Zylinder eingefügt werden, um eine möglichst große Schubkraft zu erzielen. Daher ist es nötig, den Kolben mit hoher Kraft, beispielsweise durch Zuhilfenahme von Leichtpressen, in den Zylinder einzuführen. Ein derartiges Vorgehen ist jedoch im Bereich der Antriebswelle 11 problematisch, und selbst wenn sich diese Art der Montage bewerkstelligen ließe, würde die Effizienz bei der Herstellung leiden. Hohe Montagekosten oder eine Verschlechterung des Durchsatzes bei der Produktion infolge von Beschädigungen an anderen Bauteilen wären die Folge.

[0024] Angesichts dieser Sachlage besteht die Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, die Massenherstellbarkeit von ringförmigen stufenlosen Getrieben mit hydraulischen Anpreß-Einheiten zu verbessern.

[0025] Erfindungsgemäße ringförmige stufenlose Getriebe sind, wie die zuvor beschriebenen bekannten ringförmigen stufenlosen Getriebe, ausgerüstet mit

- einer Antriebswelle,
- einer Antriebsscheibe, die auf der Antriebswelle unrotierbar montiert ist und deren in Wellenrichtung stehende Seite so als antriebsseitige konkave Fläche ausgestaltet ist, daß ihr Querschnitt die Form eines Kreisbogens aufweist,
- einer Abtriebsscheibe, deren in Wellenrichtung stehende Seite so als abtriebsseitige konkave Fläche ausgestaltet ist, daß ihr Querschnitt die Form eines Kreisbogens aufweist, und die so gehalten wird, daß sie sich relativ zur Antriebswelle frei drehen kann, wenn die abtriebsseitige konkave Fläche und die antriebsseitige konkave Fläche einander gegenüberliegen,
- mindestens 4 Achsen in gerader Zahl, die zwischen der Antriebs- und Abtriebsscheibe zum Zentrum der genannten Scheiben verdreht vorgesehen sind,
- mehreren Zapfen, die eine schwenkende Bewegung ausführen, wobei die vorgenannten Achsen jeweils das Zentrum der Bewegung bilden,
- innensitig aus diesen Zapfen hervorragenden Verschiebungsachsen,
- mehreren Antriebsrollen, die zwischen der Innenseite der Antriebs- und der Abtriebsscheibe so gehalten werden, daß sie sich um die entsprechenden Verschiebungsachsen drehen können und deren Außenseiten als sphärischkonvexe Fläche ausgestaltet ist, und

- einer Anpreß-Einheit, welche die Antriebs- und die Abtriebsscheiben so andrückt, daß sie sich aufeinander zu bewegen.

[0026] In erfindungsgemäßen ringförmigen stufenlosen Getrieben wird die Anpreß-Einheit als eine hydraulische Anpreß-Einheit ausgeführt, welche aus einem in einem Zylinder aufgenommenen Kolben besteht und die eine beliebige der beiden genannten Scheiben dadurch in Richtung auf die andere drückt, so daß Hydrauliköl in den Zylinder gefüllt wird. Hierbei werden die Anpreß-Einheit und die von ihr bewegte Scheibe untrennbar voneinander ausgeführt, und diese Einheit und die vorgenannte Antriebswelle werden als unterschiedliche Bauteile vorgesehen, die später miteinander verbunden werden können.

[0027] Die Konstruktion erfindungsgemäßer ringförmiger stufenloser Getriebe ermöglicht eine Montage der hydraulischen Anpreß-Einheit vor dem Zusammenbau mit anderen Bauteilen wie etwa der Antriebswelle, weshalb die Anpreß-Einheit ohne eine Schädigung der anderen Bauteile auf einfache Weise zusammengebaut werden kann.

[0028] Die Erfindung wird anhand von Ausführungsbeispielen erläutert und in den folgenden Abbildungen dargestellt.

[0029] Abb. 1 zeigt als Querschnitt wichtige Teile eines Beispiels für erfindungsgemäße Ausführungsformen.

[0030] Abb. 2 zeigt einen Querschnitt entlang der Geraden A-A in Abb. 1.

[0031] Abb. 3 zeigt einen Querschnitt entlang der Geraden B-B in Abb. 1.

[0032] Abb. 4 zeigt in etwa den gleichen Ausschnitt wie Abb. 3, jedoch als Schnitt in der Ebene, die die Mittelachsen der an den ersten Zapfen vorgesehenen ersten Achsen enthält.

[0033] Abb. 5 zeigt als Seitenansicht Grundzüge des Aufbaus eines herkömmlichen ringförmigen stufenlosen Getriebes bei maximaler Übersetzung.

[0034] Abb. 6 zeigt die gleiche Seitenansicht, jedoch bei maximaler Geschwindigkeitserhöhung.

[0035] Abb. 7 zeigt als Querschnitt ein Beispiel für eine bekannte konkrete Konstruktion.

[0036] Abb. 8 zeigt einen Querschnitt entlang der Geraden C-C in Abb. 7.

[0037] Abb. 9 zeigt eine Vorderansicht auf ein erstes Beispiel für eine bekannte Konstruktion, die eine Vergrößerung der übertragbaren Kraft ermöglicht (teilweise aufgeschnitten).

[0038] Abb. 10 zeigt einen Querschnitt durch ein zweites Beispiel für eine bekannte Konstruktion, die eine Vergrößerung der übertragbaren Kraft ermöglicht.

[0039] Die Abb. 1 bis 4 zeigen ein Beispiel für eine Ausführungsform der Erfindung. Das hier gezeigte Beispiel demonstriert die Verwendung des erfindungsgemäßen ringförmigen stufenlosen Getriebes 33 für die Übersetzung in einem Automatikgetriebe eines vierrädrigen Kraftwagens mit einem Motor, der ein für einen PKW übliches, großes Drehmoment erzeugt. Aus diesem Grund sind jeweils zwischen der ersten Antriebsscheibe 34 und der ersten Abtriebsscheibe 35 des ringförmigen stufenlosen Getriebes 33 drei erste Antriebsrollen 36, 36 und zwischen der zweiten Antriebsscheibe 37 und der zweiten Abtriebsscheibe 38 drei zweite Antriebsrollen 39 vorgesehen. Das Getriebe ist somit so aufgebaut, daß die Kraft über insgesamt 6 Antriebsrollen 36, 39 übertragen wird.

[0040] Auf der vordersten Stufe in bezug auf den Kraftfluß ist als Anfahrkupplung ein Drehmomentwandler 40 vorgesehen, mit dessen Abtriebseinheit die Vorderhälfte 11a der zum ringförmigen stufenlosen Getriebe 33 gehörigen

Antriebswelle 11 verbunden ist. Die Vorderhälfte 11a wird durch den Drehmomentwandler 40 entsprechend der Drehung eines hier nicht gezeigten Fahrmotors gedreht. An dem hinteren Ende der Vorderhälfte 11a wird die Hinterhälfte 11b der Antriebswelle 11, vermittelt über ein Paar Radialnadel-lager 41a, 41b konzentrisch so gehalten, daß beide Hälften relativ zueinander frei drehbar sind.

[0041] Zwischen der Vorderhälfte 11a und der Hinterhälfte 11b ist, in bezug auf den Kraftfluß, seriell eine Einheit 42 zur Umschaltung zwischen Vor- und Rückwärtsfahrt vorgesehen. Die als Planetengetriebe aufgebaute Einheit 42 zur Umschaltung zwischen Vor- und Rückwärtsfahrt verfügt über eine Kupplung zur Vorwärtsfahrt 43 und eine Kupplung zur Rückwärtsfahrt 44, die beide als Mehrscheibenkupplungen (naß) ausgeführt sind. Für die Vorwärtsfahrt sorgt die Einheit 42 zur Umschaltung zwischen Vor- und Rückwärtsfahrt dafür, daß die Kupplung zur Vorwärtsfahrt 43 eingreift und die Kupplung zur Rückwärtsfahrt 44 gelöst wird. In dieser Situation ist die Vorderhälfte 11a mit der Hinterhälfte 11b der Antriebswelle 11 verbunden und die Hinterhälfte 11b dreht sich im gleichen Sinn und mit gleicher Geschwindigkeit wie die Antriebsscheibe 34. Für die Rückwärtsfahrt sorgt die Umschalteneinheit dafür, daß die Kupplung zur Rückwärtsfahrt 44 eingreift und die Kupplung zur Vorwärtsfahrt 43 gelöst wird. In dieser Situation dreht sich die Hinterhälfte 11b im Gegensinn zur Vorderhälfte 11a mit einer im Vergleich zur Vorderhälfte niedrigeren Geschwindigkeit. Da die Konstruktion und die Funktionsweise von Einheiten zur Umschaltung zwischen Vor- und Rückwärtsfahrt mit Planetengetriebe bereits bekannt sind, wird hier, da es die vorliegende Erfindung nicht betrifft, auf eine genauere Erläuterung verzichtet.

[0042] In Richtung der Kraftübertragung schließt sich an die Einheit 42 zur Umschaltung zwischen Vor- und Rückwärtsfahrt das ringförmige stufenlose Getriebe 33 an, das das Übersetzungsverhältnis zwischen der mit der Abtriebs-einheit der Umschaltungseinheit 42 verbundenen Antriebs-einheit und der mit der Antriebswelle 45 für die Vorderräder und der Antriebswelle 46 für die Hinterräder verbundenen Abtriebseinheit kontinuierlich verändert. Das ringförmige stufenlose Getriebe 33 sitzt dabei auf der Antriebswellen-hinterhälfte 11b auf. Daher werden in der Nähe des vorderen und hinteren Endes der Antriebswellenhinterhälfte 11b die erste und zweite Antriebsscheibe 34 und 37 so gehalten, daß sich ihre im Querschnitt konkaven Innenflächen 2a, 2a gegenüberliegen und sie sich konzentrisch und synchron frei drehen. Die vorderseitig (in Abb. 1 links) vorgesehene erste Antriebsscheibe 34 ist, vermittelt über einen zur Umschalt-einheit 42 gehörigen Träger 71 auf der Antriebswellenhinterhälfte 11b auf einem zur Mitte dieser Hälfte weisenden Abschnitt keilverzahnt. Die hinterseitig (in Abb. 1 rechts) vorgesehene zweite Antriebsscheibe 37 wird, vermittelt über eine Keilnabe 30, am hinteren Ende der Antriebswellenhinterhälfte 11b gehalten und kann von der hydraulischen Anpreß-Einheit 47, die den wichtigsten Punkt in der Erfindung darstellt, frei zur ersten Antriebsscheibe 34 hin gedrückt werden.

[0043] In Falle der vorliegenden Erfindung sind die zweite Antriebsscheibe 37 und die Anpreß-Einheit 47 untrennbar als eine kombinierte Anpreß/Scheiben-Einheit 48 vorgesehen. Diese Anpreß/Scheiben-Einheit 48 wird auf einen Innenzylinder 49 montiert, der zweistufig gestaltet ist, d. h. der aus einem Abschnitt mit geringerem Durchmesser 50 und einem Abschnitt mit einem größeren Durchmesser 51 besteht, die über ein Stufenabschnitt 52 miteinander verbunden sind. Die Keilnabe 30 ist zwischen der Außenwand des Abschnitts mit geringerem Durchmesser 50 und dem Innenumfang der zweiten Antriebsscheibe 37 vorgesehen.

Dies bedeutet, daß die zweite Antriebsscheibe 37 auf der Außenwand des Abschnitts mit geringerem Durchmesser 50 so gehalten wird, daß sie ausschließlich axial verschiebbar ist.

[0044] Die Außenkante der Außenseite der zweiten Antriebsscheibe 37 ist an der Basis eines Außenzylinders 53 (in Abb. 1 am linken Rand) befestigt. Die Innenfläche des Außenzylinders 53 ist zweistufig gestaltet, d. h. sie besteht aus einem basisseitigen Abschnitt mit geringerem Durchmesser 54 (links in Abb. 1) und einem zur Spitze hin weisenden Abschnitt mit einem größeren Durchmesser 55, die über ein Stufenabschnitt 56 mit einander verbunden sind. Des weiteren greift eine runde Endscheibe 58 mit ihrer Innenkante an einer Klempe 57 ein, die auf der Außenseite im mittleren Bereich des Abschnitts mit größerem Durchmesser 51 des Innenzylinders 49 ausgebildet ist. Die Öldichtigkeit zwischen dem inneren und äußeren Kreisumfang der Endscheibe 58 einerseits und den anliegenden Umfängen der Zylinderabschnitte mit größerem Durchmesser 51, 55 wird über O-Ringe sichergestellt. Weiterhin ist zwischen diesen Zylinderabschnitten mit größerem Durchmesser 51, 55 in dem Abschnitt von der Endplatte 58 zur zweiten Antriebsscheibe 37 hin ein erster Kolben 59 öldicht eingeführt. Zwischen den Zylinderabschnitten mit kleinerem Durchmesser 50, 54 ist ein zweiter Kolben 60 öldicht eingeführt. In dem hier gezeigten Beispiel greift außerdem ein innenwändig am Rand des zweiten Kolbens 60 ausgebildeter kleiner Zylinder öldicht in den Innenumfang der zweiten Antriebsscheibe 37 ein.

[0045] Bei der hier gezeigten Anpreß-Einheit 47 sind der erste und zweite Kolben 59, 60 zur Achse hin in Serie und in bezug auf den Kraftfluß parallel angeordnet, um bei einem geringen Durchmesser eine große Anpreßkraft zu erzielen. Um Anpreßkraft zu erzeugen, wird Hydrauliköl in die als Paar ausgeführten Hydraulikkammern 61a, 61b eingeleitet. Mit der Einleitung von Hydrauliköl in Kammer 61a (in Abb. 1 rechts) wird die zweite Antriebsscheibe 37, vermittelt durch den Außenzylinder 53, zur ersten Antriebsscheibe 34 hin gedrückt. Zeitgleich wird mit der Einleitung von Hydrauliköl in Kammer 61b (in Abb. 1 links) die zweite Antriebsscheibe 37 direkt zur ersten Antriebsscheibe 34 hin gedrückt. Die durch die Einleitung von Hydrauliköl in die Kammern 61a, 61b entstehenden Kräfte werden somit addiert und wirken somit gemeinsam auf die zweite Antriebsscheibe 37. Daher erzeugt die Anpreß-Einheit 47 bei geringem Durchmesser eine große Anpreßkraft. Außerdem ist in der zweiten Kammer 61b, 61b eine vorgestauchte Feder 62, etwa eine Tellerfeder, vorgesehen, wodurch eine Mindestanpressung an den Kontaktflächen zwischen den Innenflächen 2a, 4a der einzelnen Scheiben 34, 35, 36, 37 und den Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 36, 39 sichergestellt wird.

[0046] Beim Zusammenbau der ringförmigen stufenlosen Getriebe wird die kombinierte Anpreß/Scheiben-Einheit 48 so am hinteren Ende der Antriebswellenhinterhälfte 11b befestigt, daß sie sich mit dieser zusammen drehen kann. Hierfür ist in dem gezeigten Beispiel eine Keilverzahnung des Abschnittes 50 mit geringerem Durchmesser des Innenzylinders 49 mit dem hinteren Ende der Antriebswellenhinterhälfte 11b vorgesehen, gleichzeitig ist der vorgenannte Abschnitt 50 mit dem hinteren Ende der Antriebswellenhinterhälfte 11b durch eine Mutter 63, die auf einem Fortsatz aus dem besagten Abschnitt 50 aufgeschraubt ist, verbunden. Die Konstruktion der Verbindung zwischen dem Abschnitt 50 mit geringerem Durchmesser und der Antriebswellenhinterhälfte 11b ist nicht auf die hier gezeigte Konstruktion beschränkt, vielmehr können alle Formen von Konstruktionen, in denen zur Verbindung von Teilen stiftförmige und zylindrische Bauteile eingesetzt werden, angewandt werden, Bei-

spiele hierfür sind u. a. Kombinationen von Keilverzahnung und Spannstimfen, Schraubverbindung und Kontermuttern, Kombinationen von Mitteln zur Verhinderung von Loslösungen, etwa Dichtungen, und Kombinationen von Schlüsselverbindungen und Muttern.

[0047] In allen Fällen wird die Anpreß/Scheiben-Einheit 48 vor der Montage auf das Hinterende der Antriebswellenhinterhälfte 11b zusammengebaut und deren Funktion überprüft. Daher kann das Einfügen der Endscheibe 58 und des ersten und zweiten Kolbens 59, 60 zwischen den Innen- und Außenzylinder 49, 53 auf einfache Weise und unbehindert durch andere Bauteile, etwa der Antriebswellenhinterhälfte 11b, erfolgen. Beim Zusammenbau werden außerdem andere Bauteile, etwa die Antriebswellenhinterhälfte 11b, nicht beschädigt. Im Funktionstest wird u. a. überprüft, ob die Abmessungen und die Anordnung der Bauteile und ob die auf die zweite Antriebsscheibe 37 ausgeübte Anpreßkraft, wenn Hydrauliköl in die Kammern 61a, 61b eingefüllt ist, den Vorgaben entsprechen. Nur wenn dieser Test innerhalb der vorgegebenen Toleranzen bestanden wird, wird die Anpreß/Scheiben-Einheit 48 auf das Hinterende der Antriebswellenhinterhälfte 11b montiert. Eine Demontage und erneute Montage zahlreicher Bauteile ist somit nach dem Zusammenbau des ringförmigen stufenlosen Getriebes 33 unnötig, da bereits vorher bekannt ist, ob die Anpreß/Scheiben-Einheit 48 ordnungsgemäß arbeitet.

[0048] Außerdem wird um den Mittelabschnitt der Antriebswellenhinterhälfte 11b ein Stützzyylinder 64 mit der Hinterhälfte 11b konzentrisch vorgesehen. Dieser Stützzyylinder 64 wird an seinen beiden Enden durch die Innenkanten von Verankerungen 66, 66, die mit ihren Außenkanten an weiter unten beschriebene Halteringe 65, 65 befestigt sind, gehalten. Zwischen der Außenfläche des Mittelabschnitts der Antriebswellenhinterhälfte 11b und den Innenseiten beider Endkanten des Stützzyinders 64 sind jeweils Radialnadellager 67, 67 vorgesehen, wodurch die Hinterhälfte 11b in dem Stützzyylinder 64 so gehalten wird, daß sie sich einerseits drehen und andererseits axial verschoben werden kann.

[0049] Auf diesem Stützzyylinder 64 wiederum werden die erste und zweite Abtriebsscheibe 35 und 38 jeweils durch Radialnadellager 68, 68 drehbar und axial verschiebbar gelagert. Zwischen den einander gegenüberliegenden Seitenflächen der ersten und zweiten Abtriebsscheibe 35 und 38 ist ein Nadellager 69 vorgesehen, das die zwischen der ersten und zweiten Abtriebsscheibe 35 und 38 wirkende Schublast aufnimmt und die Drehung beider Scheiben 35, 38 relativ zueinander ermöglicht.

[0050] An der Außenseite der ersten Abtriebsscheibe 34 ist ein erstes Abtriebszahnrad 70 befestigt, welches, vermittelt durch ein mitlaufendes Zahnrad 73 für die Vorderräder, mit der Antriebswelle 45 für die Vorderräder verbunden ist, die somit durch die erste Abtriebsscheibe 34 drehbar ist. Die Drehung der Antriebswelle 45 für die Vorderräder wird dann, vermittelt durch ein Differentialgetriebe 74 für die Vorderräder, auf die nicht gezeigten Vorderräder übertragen.

[0051] An der Außenseite der zweiten Abtriebsscheibe 38 ist ein zweites Abtriebszahnrad 75 befestigt, welches, vermittelt durch ein mitlaufendes Zahnrad 76 für die Hinterräder, mit der Antriebswelle 46 für die Hinterräder verbunden ist, die somit durch die zweite Abtriebsscheibe 38 drehbar ist. Die Drehung der Antriebswelle 46 für die Hinterräder wird dann, vermittelt durch ein nicht gezeigtes Differentialgetriebe, auf die ebenfalls nicht gezeigten Hinterräder übertragen. Die Mittelachsen der Antriebswelle 45 für die Vorderräder und der Antriebswelle 46 für die Hinterräder stimmen nicht überein. Außerdem werden die beiden Antriebswellen 45 und 46 so positioniert, daß das Platzangebot opti-

mal genutzt wird.

[0052] Weiterhin sind zwischen den Innenflächen 2a und 4a der ersten Antriebsscheibe 34 und der ersten Abtriebsscheibe 35 drei erste Antriebsrollen 36, 36 und zwischen den Innenflächen 2a und 4a der zweiten Antriebsscheibe 37 und der zweiten Abtriebsscheibe 38 drei zweite Antriebsrollen 39 vorgesehen. Diese Antriebsrollen 36 und 39 werden jeweils an den Innenseiten von ersten Zapfen 77 und zweiten Zapfen 77, 78 drehbar gehalten. Die ersten und zweiten Zapfen 77, 78 führen eine Schwenkbewegung um erste bzw. zweite Achsen 79 (die letzteren werden in der Abbildung nicht gezeigt) aus, wobei diese Achsen 79 an den beiden Enden der Zapfen konzentrisch vorgesehen und verdreht zu den Mittelachsen der Scheiben 34, 35, 37 und 38 angeordnet sind, d. h. sie sich mit den Mittelachsen der Scheiben 34, 35, 37 und 38 zwar nicht kreuzen, aber nahezu senkrecht zu diesen ausgerichtet sind. Weiterhin sind die Zapfen 77 und 78 jeweils in einem ersten bzw. zweiten Schwenkrahmen 80, 81 durch Radialnadellager 82, 82 frei schwenkbar gelagert.

[0053] Der Mittelabschnitt der ersten bzw. zweiten Schwenkrahmen 80, 81 wird an den Halteringen 65, 65 so gehalten, daß eine Schwenkbewegung um zu den Mittelachsen der Scheiben 34, 35, 37 und 38 parallele Stützachsen 83, 83 möglich ist. Die ersten bzw. zweiten Schwenkrahmen 80, 81 können außerdem durch Hydraulikzylinder 84a, 84b, die zwischen den beiden Kanten der ersten bzw. zweiten Schwenkrahmen 80, 81 und den Halteringen 65, 65 angeordnet sind, geschwenkt werden. Durch die Halteringe 65, 65 wird außerdem ein Steuerventil 21a gehalten, das die Versorgung der Hydraulikzylinder 84a, 84b mit Hydrauliköl steuert. Wenn die ersten bzw. zweiten Schwenkrahmen 80, 81 aufgrund der Versorgung der Hydraulikzylinder 84a, 84b mit Hydrauliköl eine Schwenkbewegung ausführen, wird durch die an den Zapfen 77, 78 (die in dem ersten bzw. zweiten Schwenkrahmen 80, 81 gehalten werden) außenseitig vorgesehene Nockenfläche 85 der Umschaltbolzen 24a des Steuerventils 21a, vermittelt durch einen zu Steuerventil 21a gehörigen schwimmenden Kolben 86, verschoben und das Steuerventil 21a folglich umgestellt.

[0054] Eine Hülse 23a, die gemeinsam mit dem Umschaltbolzen 24a zu Steuerventil 21a gehört, wird durch Steuermotor 25a in eine geeignete Stellung verschoben, damit bei einer Geschwindigkeitsänderung das erforderliche Übersetzungsverhältnis erreicht wird. In dem ringförmigen stufenlosen Getriebe 33 werden insgesamt zwei dieser Steuerventile 21a und Steuermotoren 25a vorgesehen, jeweils einmal in einem ersten Hohlraum 87, der von der ersten Antriebsscheibe 34 und der ersten Abtriebsscheibe 35 gebildet wird und diese umfaßt, und einmal in einem zweiten Hohlraum 88, der von der zweiten Antriebsscheibe 37 und der zweiten Abtriebsscheibe 38 gebildet wird und diese umfaßt. Das Steuerventil 21a in dem ersten Hohlraum 87 und das Steuerventil 21a in dem zweiten Hohlraum 88 werden über die zugehörigen Steuermotoren 25a im ersten bzw. zweiten Hohlraum 87 bzw. 88 auf Grundlage von Befehlen aus einer hier nicht gezeigten, einen Mikrocomputer beinhaltenden Steuervorrichtung miteinander synchron (Fahrt geradeaus) oder unabhängig voneinander (Kurvenfahrt) gesteuert.

[0055] Von den an den einzelnen Schwenkrahmen 80, 81 als jeweils zwei Paare vorgesehenen Hydraulikzylindern 84a, 84b (d. h. je 4 Zylinder pro Schwenkrahmen und insgesamt 24 Zylinder in der ringförmigen stufenlosen Getriebeeinheit insgesamt) wird bei einer Geschwindigkeitsveränderung einer der beiden zu den Schwenkrahmen 80, 81 längs an einem Ende der Rahmen vorgesehenen Hydraulikzylinder 84a (84b) gedehnt und zugleich der andere Hydraulikzylinder 84b (84a) gestaucht, wodurch die Schwenkrahmen 80, 81 über eine vorgegebene Strecke eine Schwenkbewe-

[0056] Die beschriebene Anordnung bewirkt, daß der erste und zweite Schwenkrahmen 80, 81 bei einer Geschwindigkeitsveränderung aufgrund der Hydraulikölzufuhr zu den Hydraulikzylindern 84a, 84b um eine vorgegebene Strecke in vorgegebener Richtung geschwenkt werden. Hierdurch werden die von den Schwenkrahmen 80, 81 gehaltenen ersten und zweiten Zapfen 77, 78 in etwa in Richtung der ersten und zweiten Achsen 79 verschoben (In der Praxis führen sie eine Bewegung auf einem Kreisbogen um die Stützachsen 83, 83 aus.) Hierdurch verändert sich, wie in dem in Abb. 7 und 8 gezeigten Beispiel der Sinn der auf die Kontaktflächen zwischen den Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 36, 39 und den Innenflächen 2a, 4a der Scheiben 34, 35, 37 und 38 wirkenden Tangentialkraft. Mit der Richtungsänderung dieser Kraft werden die ersten und zweiten Zapfen 77, 78 jeweils in Gegenrichtung zueinander um die an den ersten und zweiten Schwenkrahmen 80, 81 drehbar gelagerten ersten und zweiten Achsen 79 geschwenkt, wodurch sich die Auflagestellung der Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 36, 39 auf den Innenflächen 2a und 4a wie in Abb. 5 und Abb. 6 gezeigt verändert und das Übersetzungsverhältnis zwischen der ersten und zweiten Antriebsscheibe 34, 37 und der ersten und zweiten Abtriebsscheibe 35, 38 geändert wird.

[0057] In dem hier gezeigten Beispiel sind die Verschiebungsachsen 8a, 8a, welche die ersten und zweiten Antriebsrollen 36, 39 an den ersten und zweiten Zapfen 77, 78 halten, geradlinig ausgeführt, d. h. ihre Fußhälfte ist, relativ zu der jeweiligen Kopfhälfte, im wesentlichen nicht exzentrisch angeordnet. Statt dessen ist der Kopf der Verschiebungsachsen 8a, 8a versetzt zum Zentrum der zu den Axial-Rillenkugellagern 14a, 14a gehörigen Außenringe 16a, 16a eingeführt. Die ersten und zweiten Antriebsrollen 36, 39 sind als einstückig runde Körper ohne durchgehende Bohrung ausgeführt, und da ein schräger Kontaktwinkel zu den Axial-Rillenkugellagern 14a, 14a vorgesehen ist, nehmen sie nicht nur die auf die Axial-Rillenkugellager 14a, 14a wirkende Schublast, sondern auch die Radiallast auf. Auch in dieser Anordnung können die ersten und zweiten Antriebsrollen 36, 39 drehbar an der vorgegebenen Position und in bezug auf die Achsen der Scheiben 34, 35, 37 und 38 um eine gewisse Strecke axial verschiebbar gehalten werden. Die Konstruktion, mit der die ersten und zweiten Antriebsrollen 36, 39 gehalten werden, ist ausdrücklich nicht Gegenstand der vorliegenden Erfindung. Die Konstruktion dieses Teils ist daher nicht auf das hier gezeigte Beispiel beschränkt, vielmehr kann auch eine herkömmliche Konstruktion, wie sie in Abb. 7 bis 10 gezeigt wird, gewählt werden.

[0058] Während des Betriebs eines automatischen Kraftwagengetriebes mit einem erfindungsgemäßen ringförmigen stufenlosen Getriebe 33 der hier gezeigten Konstruktion werden, bei sich zueinander synchron mit der Hinterhälfte 11b der Antriebswelle 11 drehender erster und zweiter Antriebsscheibe 34 bzw. 37, die Antriebswelle 45 für die Vorderräder durch die von der ersten Antriebsscheibe 34 über die ersten Antriebsrollen 36, 36 auf die erste Abtriebs-scheibe 35 übertragene Kraft, und die Antriebswelle 46 für

die Hinterräder durch die von der zweiten Antriebsscheibe 37 über die zweiten Antriebsrollen 39 auf die zweite Abtriebsscheibe 38 übertragene Kraft gedreht.

[0059] Um die Effizienz der Kraftübertragung zwischen
5 erster und zweiter Antriebs­scheibe 34, 37 einerseits und erster und zweiter Abtriebsscheibe 35, 38 andererseits zu sichern, ist durch Veränderung des Öldrucks in den zur hydraulischen Anpreß-Einheit 47 gehörenden Hydraulikkammern 61a, 61b eine Feineinstellung des Anpreßdrucks zwischen den Außenflächen 9a, 9a der Antriebsrollen 36, 39
10 und den Innenflächen 2a und 4a der Scheiben 34, 35, 37 und 38 auf einfache Weise möglich. Bei Getriebevorrichtungen in Kraftwagen mit ständigem Vierradantrieb können, je nach Fahrbedingungen, Divergenzen zwischen den auf die Vorder- und Hinterräder verteilten Drehmomenten entstehen,
15 im Falle des ringförmigen stufenlosen Getriebes 33 kann jedoch stets eine optimale, den jeweiligen Bedingungen entsprechende Anpressung erreicht werden, da diese durch die hydraulische Anpreß-Einheit 47 eingestellt wird.

20 **[0060]** Wenn bei Geradeausfahrt des Kraftwagens die
Drehgeschwindigkeiten der Antriebswelle **45** für die Vor-
derräder und der Antriebswelle **46** für die Hinterräder in
Übereinstimmung gebracht werden, um identische Drehge-
schwindigkeiten der Vorder- und Hinterräder zu erzielen,
25 werden, entsprechend der Hydraulikölzufuhr in die Hydrau-
likzylinder **84a**, **84b**, jeweils die Schwenkwinkel der ersten
und zweiten Schwenkwinkel **80**, **81** um die Stützachsen **83**,
83 und die Neigungswinkel der ersten und zweiten Zapfen
77, **78** um die Stützachsen **79** in Übereinstimmung gebracht.
30 Dann wird das Übersetzungsverhältnis zwischen erster An-
triebs- und erster Abtriebsscheibe (**34**, **35**) mit dem Überset-
zungsverhältnis zwischen zweiter Antriebs- und zweiter Ab-
triebsscheibe (**37**, **38**) in Übereinstimmung gebracht.

[0061] Wenn hingegen die Drehgeschwindigkeit der Antriebswelle **46** für die Hinterräder langsamer als die der Antriebswelle **45** für die Vorderräder eingestellt werden soll um bei einer Kurvenfahrt die Drehgeschwindigkeit der Hinterräder relativ zu der Drehgeschwindigkeit der Vorderräder zu verlangsamen, werden die Neigungswinkel der ersten Zapfen **77, 77** anders eingestellt als die der zweiten Zapfen **78**. Konkret wird hierzu das Untersetzungsverhältnis zwischen der zweiten Antriebs- und der zweiten Abtriebs-scheibe (**37, 38**) größer eingestellt als das Untersetzungsverhältnis zwischen der ersten Antriebs- und der ersten Abtriebs-scheibe (**34, 35**). Hierdurch wird auch ohne ein Zentraldifferential ein stabiles Fahrverhalten ohne übermäßige Reibung zwischen den Vorder- und Hinterrädern auf der Fahrbahn erreicht.

[0062] Das hier gezeigte Beispiel demonstriert die Verwendung des erfindungsgemäßen ringförmigen stufenlosen Getriebes für die Übersetzung in einem Automatikgetriebe eines vierrädrigen Kraftwagens mit einem Motor, der ein für einen PKW übliches, großes Drehmoment erzeugt, erfindungsgemäße ringförmige stufenlose Getriebe können jedoch auch als Getriebeeinheiten für Automatikgetriebe in üblichen Krafträdern (Zweiräder) eingesetzt werden. In diesem Fall werden zwei Abtriebsscheiben miteinander synchron drehbar verbunden und der Abtrieb beider Abtriebsscheiben von einer einzigen Abtriebswelle abgenommen. Bei der Verwendung als Getriebeeinheiten für Automatikgetriebe in Kleinkraftwagen, bei denen ein weniger großes Drehmoment auftritt, ist eine Konstruktion des ringförmigen stufenlosen Getriebes als "single cavity"-Getriebe mit jeweils einer Antriebs- und einer Abtriebsscheibe möglich, wie sie in Abb. 5 bis 8 gezeigt wird. In diesem Fall kann die Anpreß-Einheit auch mit der Abtriebsscheibe kombiniert werden.

[0063] Die vorliegende Erfindung ermöglicht aufgrund

der oben beschriebenen Konstruktions- und Funktionsweise leistungsfähige ringförmige stufenlose Getriebe, bei denen der Anpreßdruck in Bereichen mit Mitnahmekräften auf optimale Werte eingestellt werden kann und die leicht zusammenbaubar so aufgebaut sind, daß ein günstiger Produktionsdurchsatz gewahrt bleibt.

BEZUGSZEICHENLISTE

- 1 Antriebswelle
- 2 Antriebsscheibe
- 2a Innenfläche
- 3 Abtriebswelle
- 4 Abtriebsscheibe
- 4a Innenfläche
- 5, 5a Gehäuse
- 6 Achse
- 7 Zapfen
- 8, 8a Verschiebungssachse
- 9 Antriebsrolle
- 9a Außenfläche
- 10 Nockenvorrichtung
- 11 Antriebswelle
- 11a Vorderhälfte
- 11b Hinterhälfte
- 12 Abtriebszahnrad
- 13 Stützplatte
- 14, 14a Axial-Rillenkugellager
- 15 Nadellager
- 16, 16a Außenring
- 17 Aktuator
- 18 Rahmen
- 19 Stützwinkel
- 20 Hydraulikzylinder
- 21, 21a Steuerventil
- 22 Pumpe
- 23, 23a Hülse
- 24, 24a Umschaltbolzen
- 25, 25a Steuermotor
- 26 Antriebskolben
- 27 Öltank
- 28 Nocke
- 29 Verbindungsstück
- 30 Keilnabe
- 31 Hülse
- 32 Abtriebswelle
- 33 ringförmiges stufenloses Getriebe
- 34 erste Antriebsscheibe
- 35 erste Abtriebsscheibe
- 36 erste Antriebsrolle
- 37 zweite Antriebsscheibe
- 38 zweite Abtriebsscheibe
- 39 zweite Antriebsrolle
- 40 Drehmomentwandler
- 41a, 41b Radialnadellager
- 42 Einheit zur Umschaltung zwischen Vor- und Rückwärtsfahrt
- 43 Kupplung für Vorwärtsfahrt
- 44 Kupplung für Rückwärtsfahrt
- 45 Antriebswelle für die Vorderräder
- 46 Antriebswelle für die Hinterräder
- 47 Anpreß-Einheit
- 48 kombinierte Einheit aus Anpreß-Einheit und Scheibe
- 49 Innenzylinder
- 50 Zylinderabschnitt mit geringerem Durchmesser
- 51 Zylinderabschnitt mit größerem Durchmesser
- 52 Stufenabschnitt
- 53 Außenzylinder

- 54 Zylinderabschnitt mit geringerem Durchmesser
- 55 Zylinderabschnitt mit größerem Durchmesser
- 56 Stufenabschnitt
- 57 Kreinpe
- 58 Endscheibe
- 59 erster Kolben
- 60 zweiter Kolben
- 61a, 61b Hydraulikkammer
- 62 vorgestauchte Feder
- 63 Mutter
- 64 Stützzyylinder
- 65 Haltering
- 66 Verankerung
- 67 Radialnadellager
- 68 Radialnadellager
- 69 Nadellager
- 70 erstes Abtriebszahnrad
- 71 Träger
- 73 mitlaufendes Zahnrad für die Vorderräder
- 74 Differentialgetriebe für die Vorderräder
- 75 zweites Abtriebszahnrad
- 76 mitlaufendes Zahnrad für die Hinterräder
- 77 erster Zapfen
- 78 zweiter Zapfen
- 79 erste Achse
- 80 erster Schwenkrahmen
- 81 zweiter Schwenkrahmen
- 82 Radialnadellager
- 83 Stützachse
- 84a, 84b Hydraulikzylinder
- 85 Nockenfläche
- 86 schwimmender Kolben
- 87 erster Hohlraum
- 88 zweiter Hohlraum
- 89a, 89b Kolben
- 90a, 90b Stange

Patentansprüche

- 40 Ein ringförmiges stufenloses Getriebe, das ausgerüstet ist mit einer Antriebswelle, einer Antriebsscheibe, die auf der Antriebswelle unrotierbar montiert ist und deren in Wellenrichtung stehende Seite so als antriebsseitige konkave Fläche ausgestaltet ist, daß ihr Querschnitt die Form eines Kreisbogens aufweist,
- 45 einer Abtriebsscheibe, deren in Wellenrichtung stehende Seite so als abtriebsseitige konkave Fläche ausgestaltet ist, daß ihr Querschnitt die Form eines Kreisbogens aufweist, und die so gehalten wird, daß sie sich relativ zur Antriebswelle frei drehen kann, wenn die abtriebsseitige konkave Fläche und die antriebsseitige konkave Fläche einander gegenüberliegen,
- 50 mindestens 4 Achsen in gerader Zahl, die zwischen der Antriebs- und Abtriebsscheibe zum Zentrum der genannten Scheiben verdreht vorgesehen sind, mehreren Zapfen, die eine schwenkende Bewegung ausführen, wobei die vorgenannten Achsen jeweils das Zentrum der Bewegung bilden, innenseitig aus diesen Zapfen hervorragenden Verschiebungssachsen, mehreren Antriebsrollen, die zwischen der Innenseite der Antriebs- und der Abtriebsscheibe so gehalten werden, daß sie sich um die entsprechenden Verschiebungssachsen drehen können und deren Außenseiten als sphärischkonvexe Fläche ausgestaltet ist, und
- 55 einer Anpreß-Einheit, welche die Antriebs- und die

Abtriebsscheiben so andrückt, daß sie sich aufeinander zu bewegen, **dadurch gekennzeichnet**, daß es sich bei der Anpreß-Einheit um eine hydraulische Anpreß-Einheit handelt, welche aus einem in einem Zylinder aufgenommenen Kolben besteht und die eine beliebige der beiden genannten Scheiben dadurch in Richtung auf die andere drückt, so daß Hydrauliköl in den Zylinder gefüllt wird, weiterhin dadurch gekennzeichnet, daß die Anpreß-Einheit und die Scheibe, die durch diese Anpreß-Einheit bewegt wird, untrennbar voneinander ausgeführt werden, und daß diese Einheit und die vorgenannte Antriebswelle als unterschiedliche Bauteile vorgesehen werden, die später miteinander verbunden werden können.

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

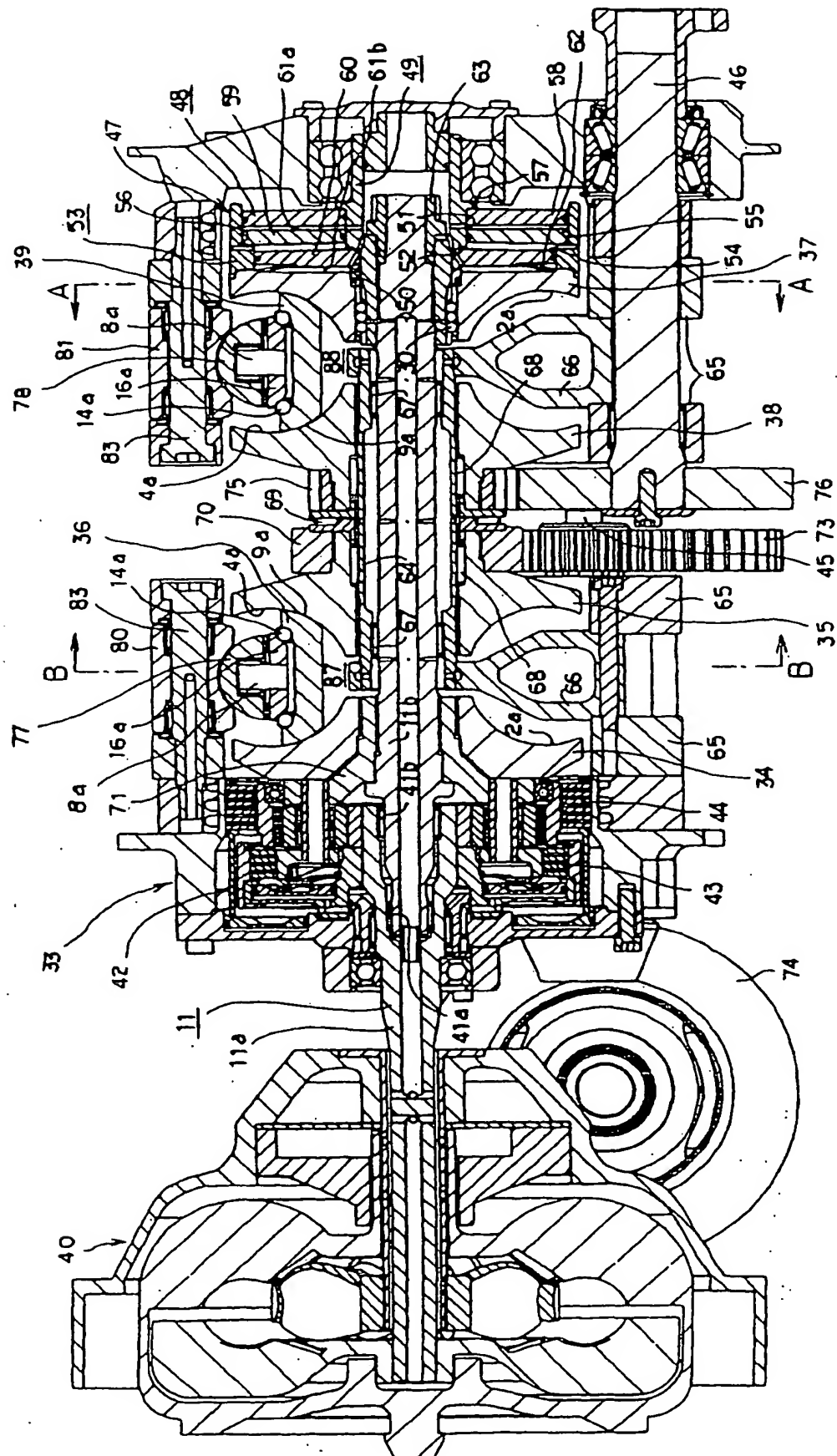


FIG. 1

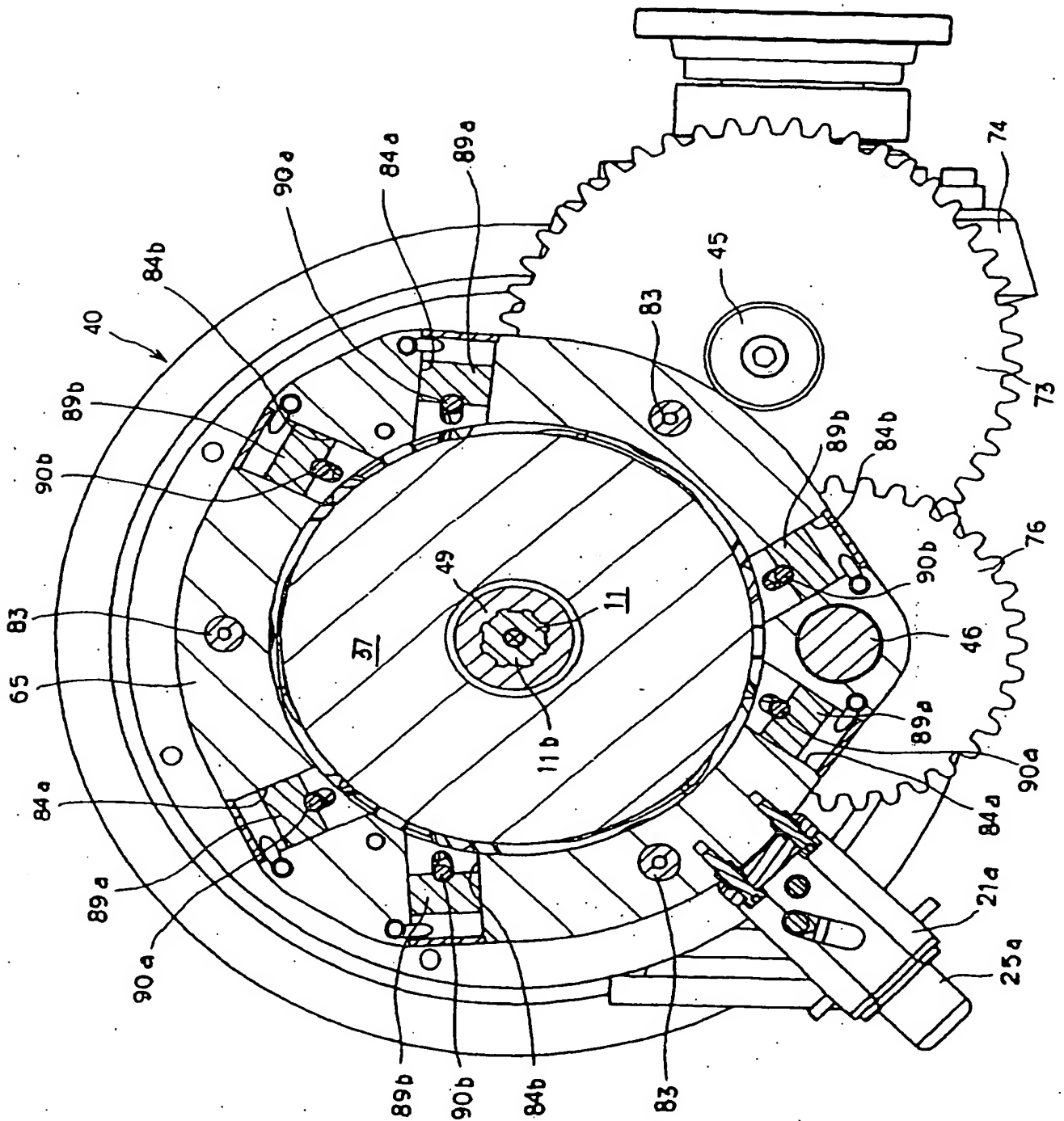
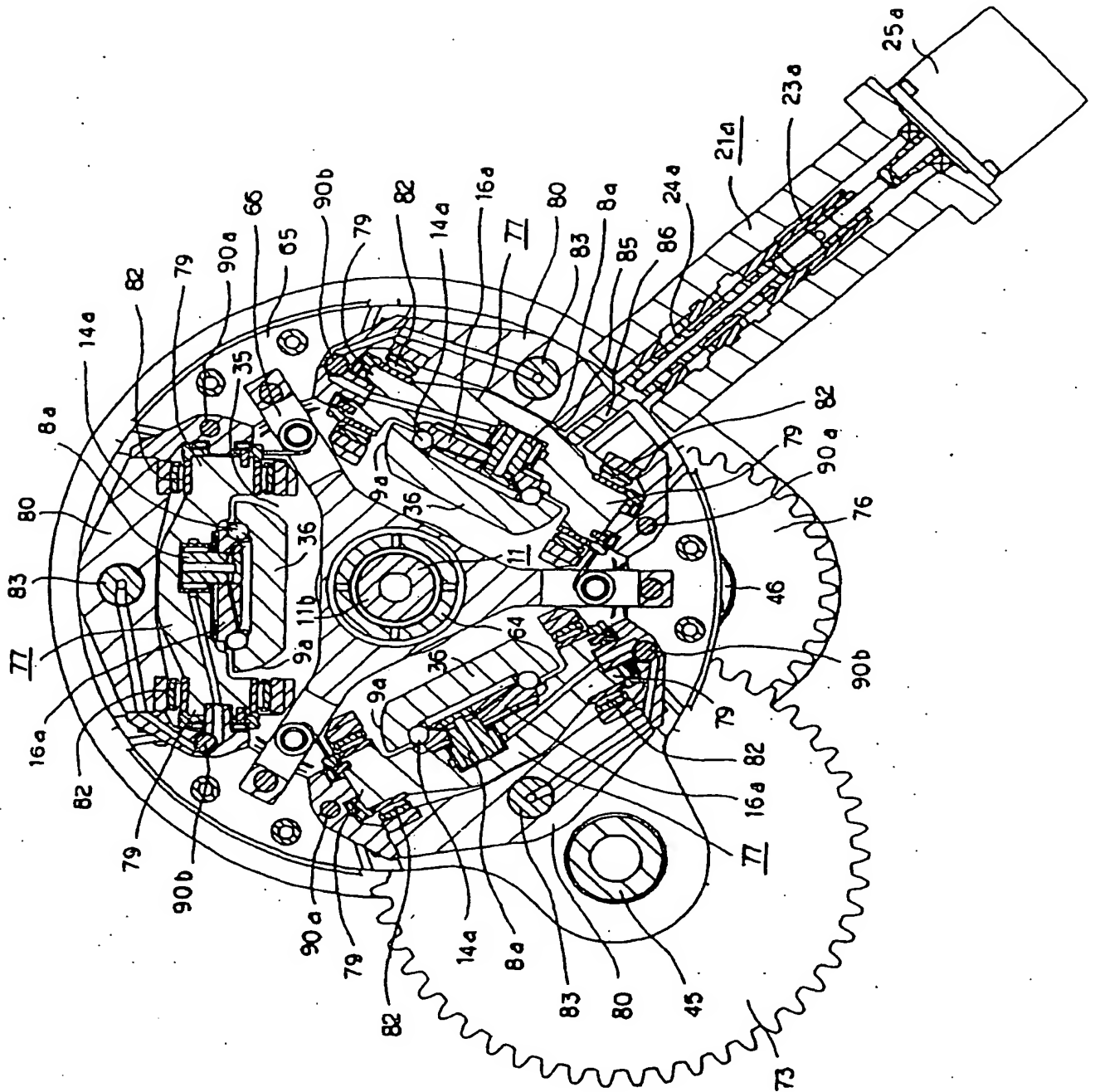


FIG. 2



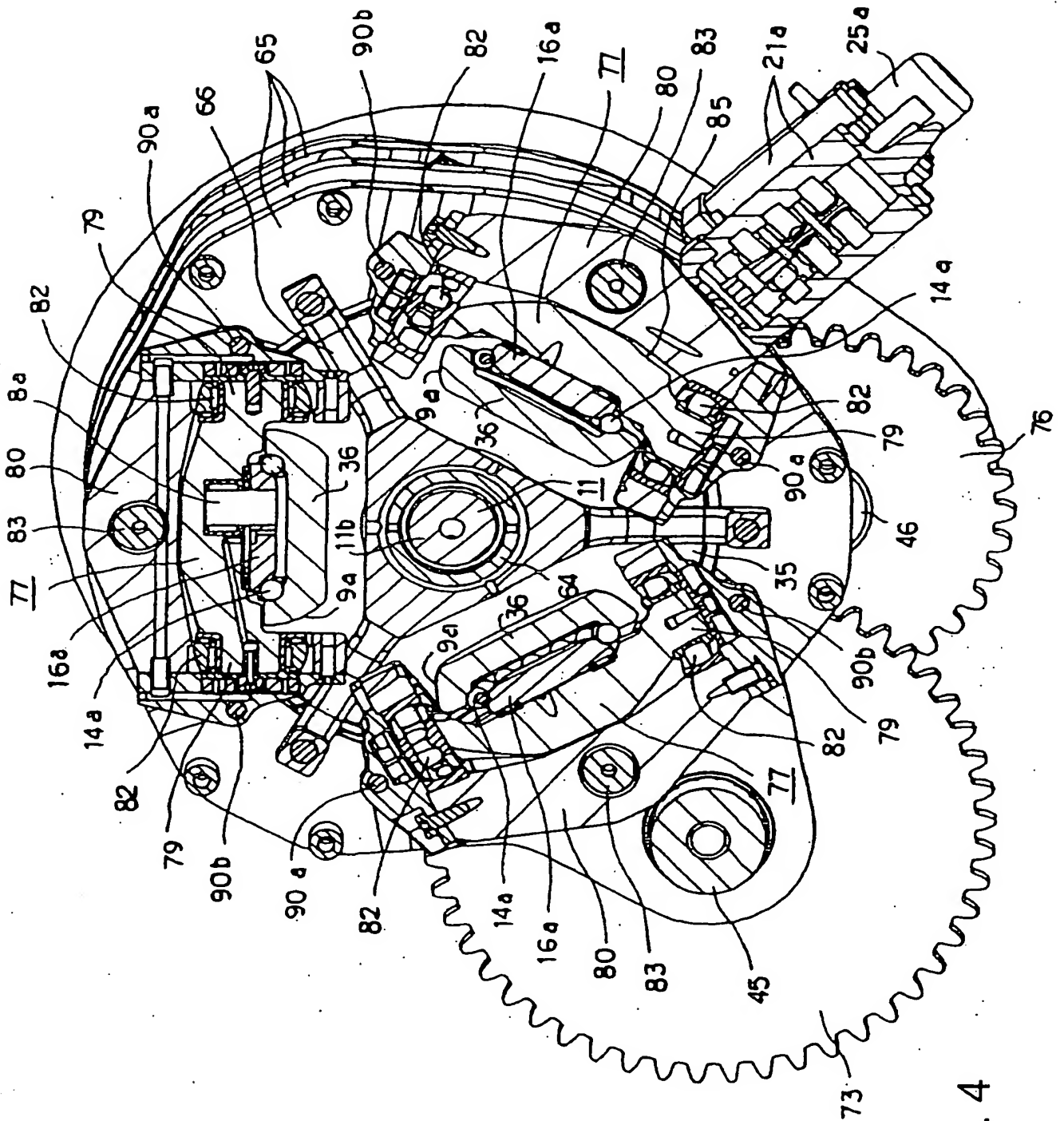


FIG. 4

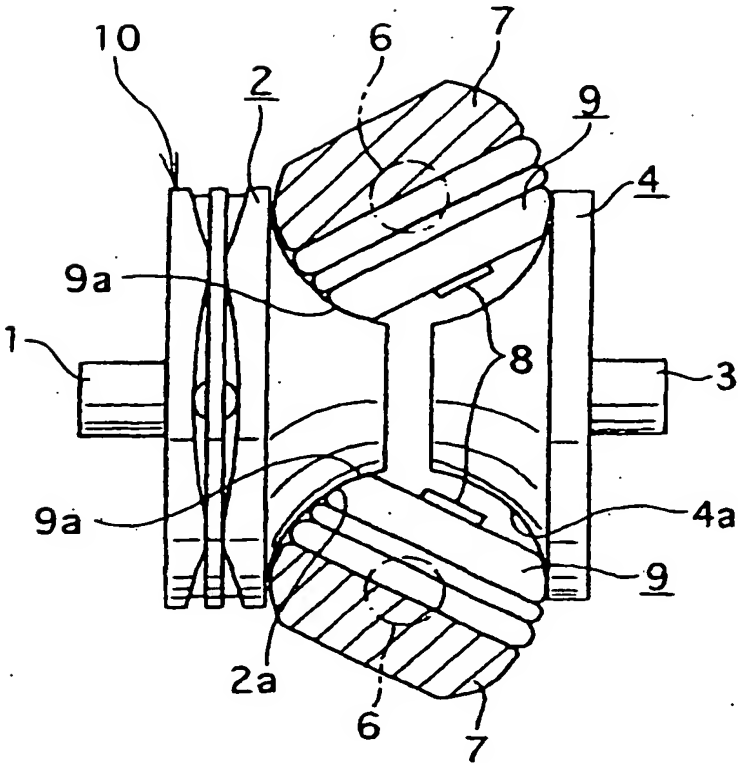


FIG. 5

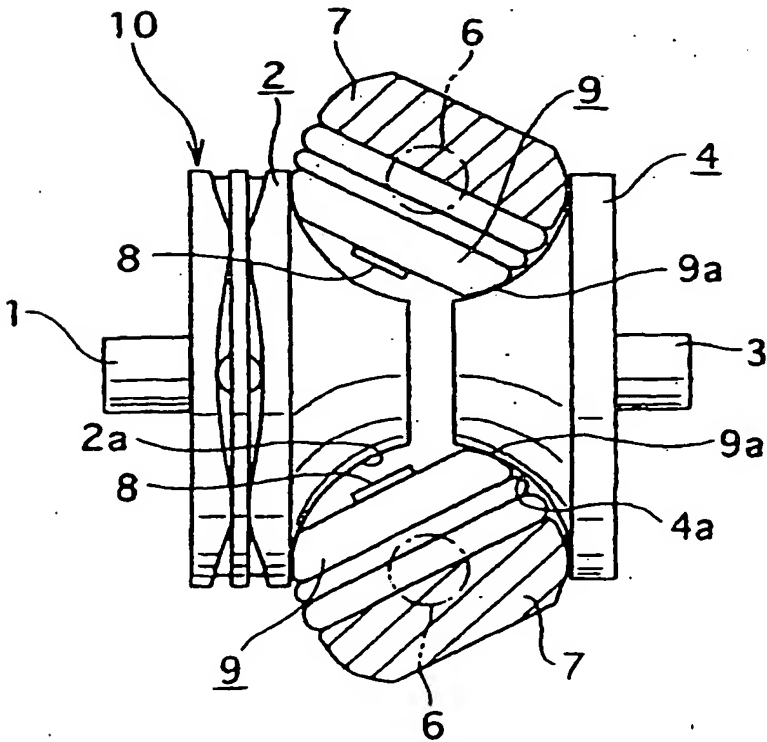


FIG. 6

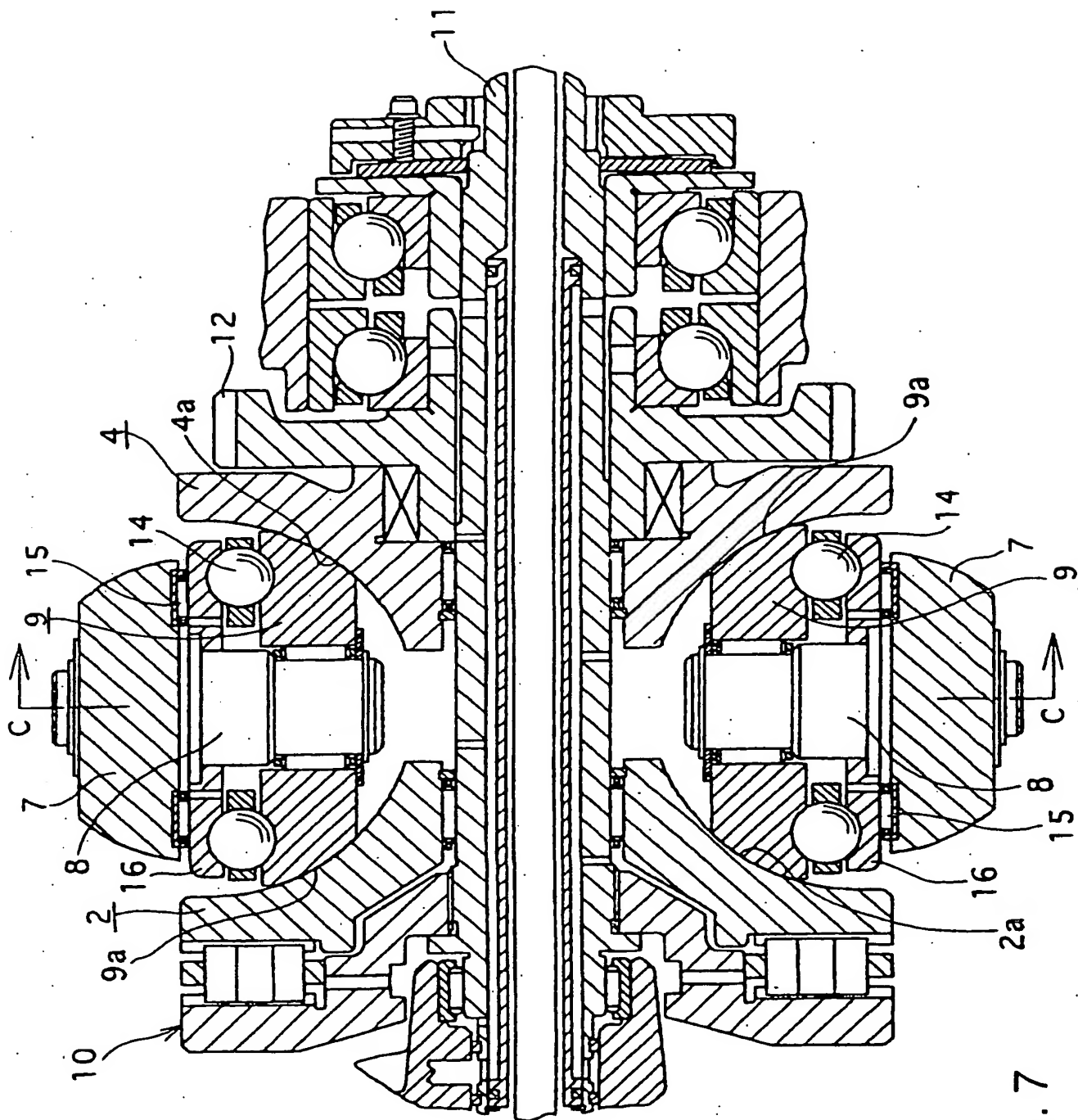


FIG. 7

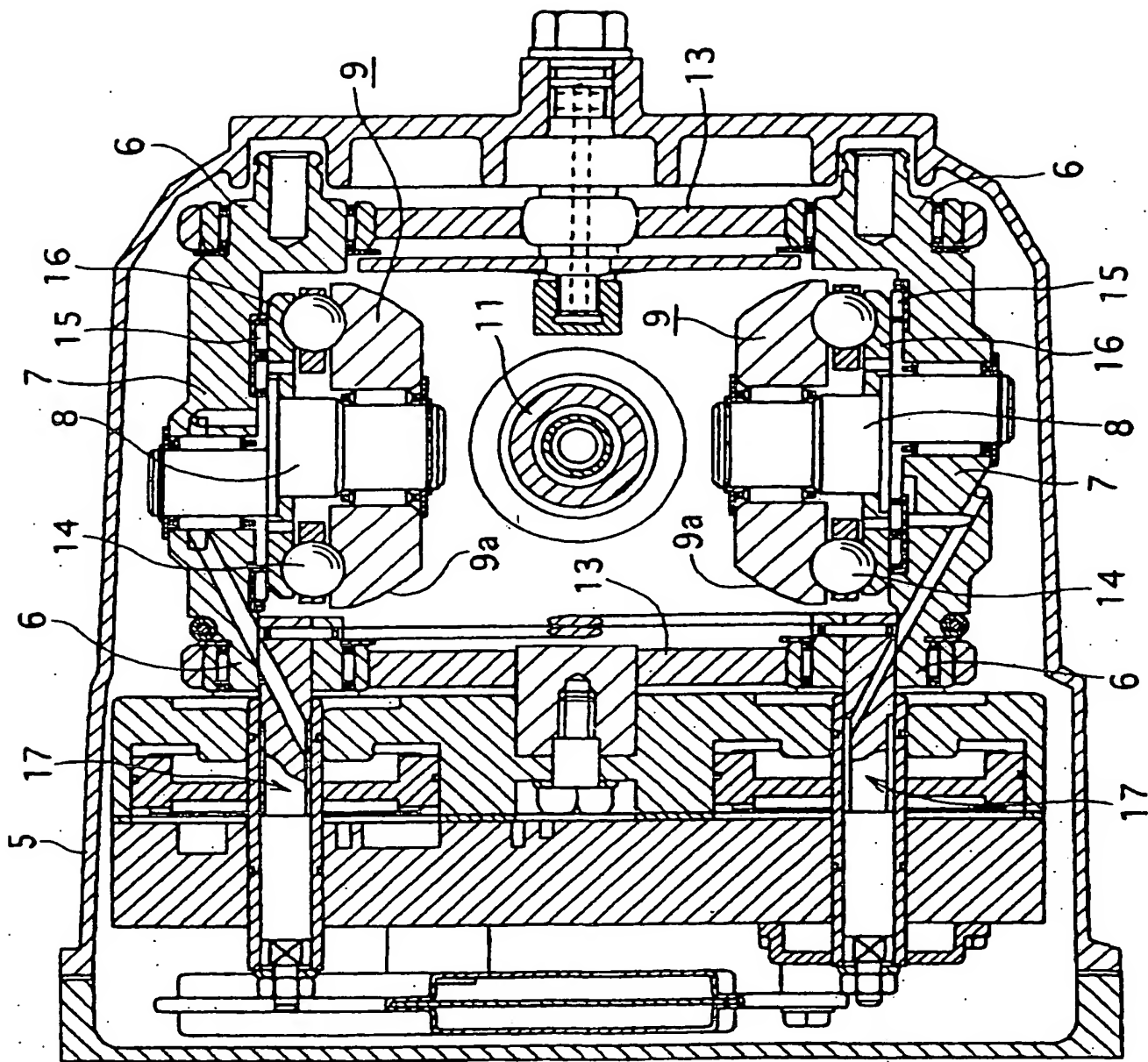


FIG. 8

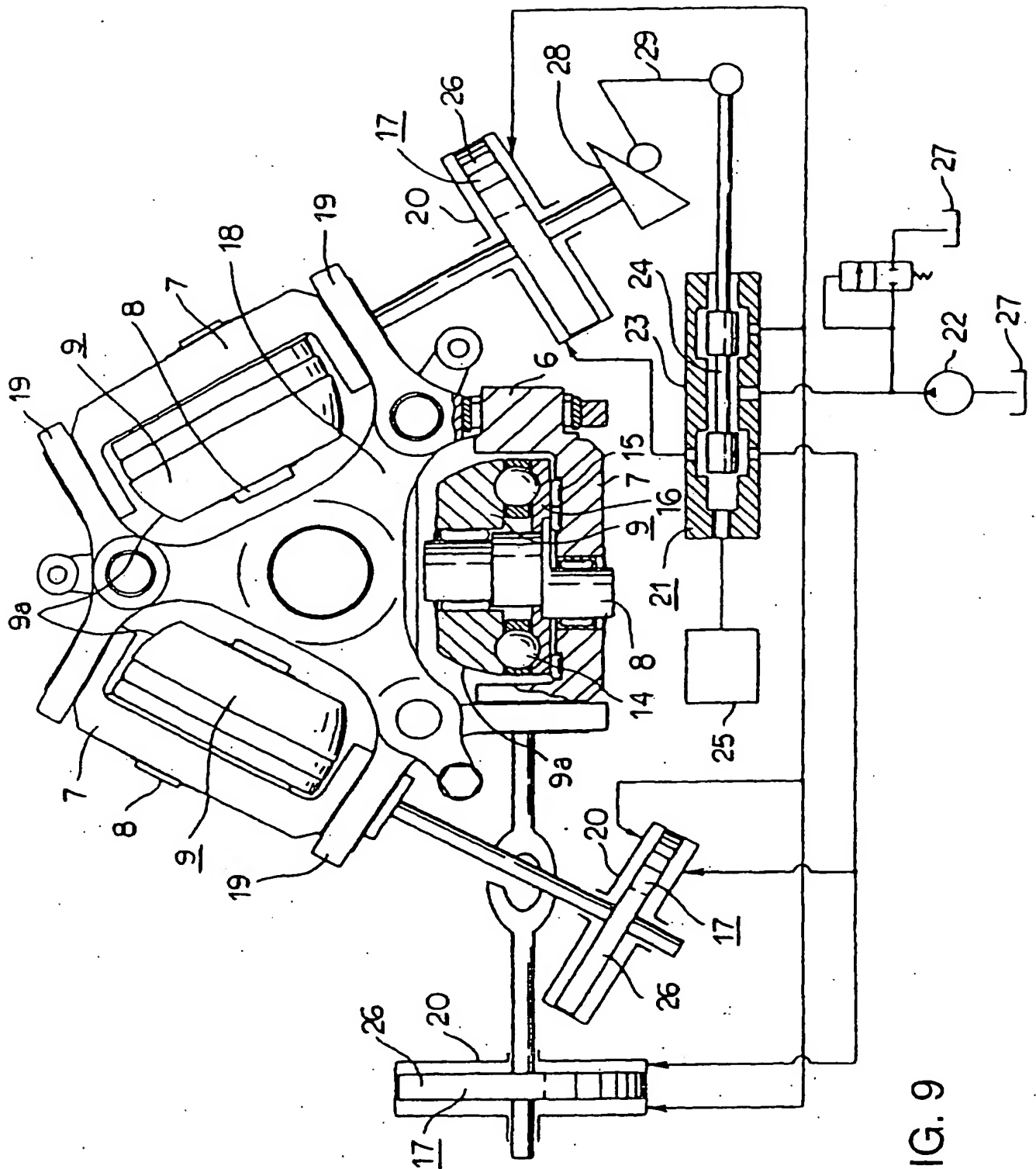


FIG. 9

